

К ОБОСНОВАНИЮ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПОДРЕССОРИВАНИЯ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Введение. Для исследования собственных колебаний остова автомобиля рекомендуют величину поддрессоренной массы распределять на массы находящиеся над передней и задней подвесками автомобиля и в центре тяжести остова.

Анализ. Известно, что в случае, когда центр тяжести поддрессоренной массы не совпадает с центром упругости, то величина перемещения центра тяжести в процессе колебаний отлична от перемещения центра упругости. Однако исследователи, не оценивая расположения центра упругости относительно центра тяжести, в качестве обобщенных координат принимают вертикальное перемещение центра тяжести поддрессоренной массы и угол поворота остова вокруг оси проходящий через его центр тяжести. Это приводит к нарушению формы колебаний.

При конструировании стремятся выбрать распределение масс таким образом, чтобы в условиях эксплуатации центр упругости совпадал с центром тяжести поддрессоренных масс, либо отличался на малую величину. Однако для тракторов это условие, из-за навешивания различных сельскохозяйственных орудий, нарушается.

При исследовании системы поддрессирования часто отсутствует величина момента инерции поддрессоренной массы автомобиля и ее принимают по данным публикаций.

Цель и постановка задачи. Обоснование расчетной модели, определение необходимых коэффициентов и величин являются важными этапами в процессе теоретических исследований системы поддрессирования. Так как обычно величина поддрессоренной массы известна, то проверкой можно дать оценку момента инерции, используя известные условия распределения поддрессоренной массы.

К обоснованию расчетной модели. При проверке правильности распределения поддрессоренной массы, и достоверности величины момента инерции ее и корректности замены в динамическом отношении многомассовой эквивалентной расчетной схемой исходной, рекомендуется проверять соблюдение условий [1, 2, 3]:

1) Сумма заменяемых масс должна быть равной поддрессоренной массе:

$$m_1 + m_2 + m_3 = m ;$$

2) Центр масс эквивалентной системы должен совпадать с центром масс поддрессоренной части:

$$m_1/m_2 = l_2/l_1 ;$$

3) Момент инерции эквивалентной системы относительно горизонтальной поперечной оси, проходящей через центр масс должен быть равным моменту инерции поддресоренной массы относительно той же оси:

$$m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 = m \rho_y^2.$$

Пусть центр упругости не совпадает с центром тяжести поддресоренной массы. Эквивалентная схема приведена на рисунке 1.

В качестве обобщенных координат принимаем перемещение центра упругости Z , угол поворота остова φ и перемещение неподдресоренных масс ξ_1 и ξ_2 .

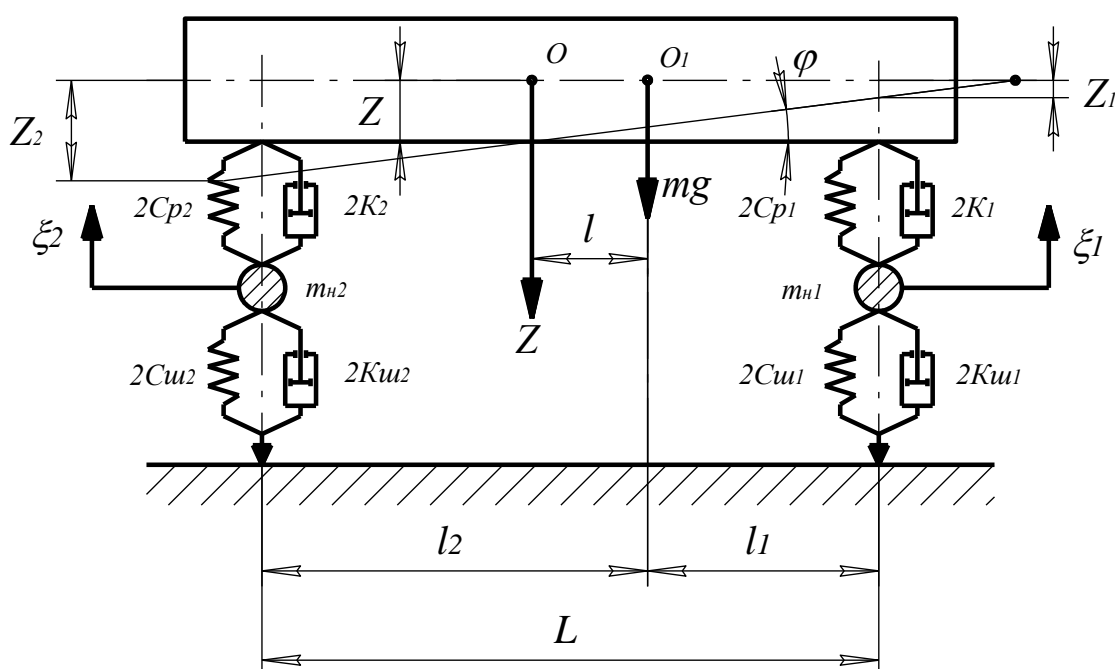


Рисунок 1 – Эквивалентная расчетная схема

Для составления дифференциальных уравнений воспользуемся уравнением Лагранжа в виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_\kappa} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_\kappa} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_\kappa} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_\kappa} = 0, \quad (\kappa = 1, 2, 3, 4) \quad (1)$$

Кинетическую энергию системы будем определять по формуле:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J_y^{(0)} \dot{\varphi}^2 + m \dot{z}_{01}^{(0)} + \frac{m_{н1} \dot{\xi}_1^2}{2} + \frac{m_{н2} \dot{\xi}_2^2}{2}, \quad (2)$$

где $J_y^{(0)}$ - момент инерции остова относительно точки О, равный

$$J_y^{(0)} = J_y^{(0_1)} + ml^2;$$

$z_{01}^{(0)}$ - относительное перемещение точки О₁, равное $z_{01}^{(0)} = -l\varphi$. Тогда относительную скорость центра тяжести определим по формуле:

$$\dot{z}_{01}^{(0)} = -l\dot{\varphi};$$

$J_y^{(0_1)}$ - момент инерции поддрессоренной массы относительно поперечной оси проходящей через центр тяжести, $J_y^{(0_1)} = m\rho_y^2$.

Из формулы (2) видно, что поддрессоренная масса совершая колебания вокруг центра упругости вызывает сложное движение центра масс.

Установим связь между обобщенными координатами z , φ и координатами z_1 , z_2 :

$$z = \frac{z_2(l_1 + l) + z_1(l_2 - l)}{L}; \varphi = \frac{z_2 - z_1}{L}; z_1 = z - (l_1 + l)\varphi; z_2 = z + (l_2 - l)\varphi. \quad (3)$$

Используя формулу (3), кинетическую энергию системы запишем в виде:

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{z}_1^2 + \frac{1}{2}2m\dot{z}_1\dot{z}_2 + \frac{1}{2}m_2\dot{z}_2^2 + \frac{1}{2}m_{n1}\dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2}m_{n2}\dot{\xi}_2^2, \quad (4)$$

$$\text{где } m_1 = \frac{m[(l_2 - l)^2 - 2l(l_2 - l) + l^2 + \rho_y^2]}{L^2}; m_2 = \frac{m[(l_1 + l)^2 - 2l(l_1 + l) + l^2 + \rho_y^2]}{L^2};$$

$$m_3 = \frac{m[(l_1 + l)(l_2 - l) - l(l_2 - 2l - l_1) - l^2 - \rho_y^2]}{L^2}.$$

Как видно из полученных формул для приведенных масс они существенно отличаются от приведенных масс при $l = 0$:

$$m_1 = \frac{m(l_2^2 + \rho_y^2)}{L^2}; m_2 = \frac{m(l_1^2 + \rho_y^2)}{L^2}; m_3 = \frac{m(l_1 l_2 - \rho_y^2)}{L^2}. \quad (5)$$

В этом случае связь между обобщенными координатами z_1 , z_2 и z , φ будет иметь вид:

$$z = \frac{z_2 l_1 + z_1 l_2}{L}; \varphi = \frac{z_2 - z_1}{L}; z_1 = z - l_1 \varphi; z_2 = z + l_2 \varphi. \quad (6)$$

Вид выражения кинетической энергии, в новой системе координат, останется таким же и для рассмотренных ранее.

Проверим выполнение условия распределения масс:

$$\frac{m(l_2^2 + \rho_y^2)}{L^2} + \frac{m(l_1^2 + \rho_y^2)}{L^2} + \frac{m(l_1 l_2 - \rho_y^2)}{L^2} = m,$$

откуда $l_1^2 + l_2^2 + l_1 l_2 + \rho_y^2 = L^2$.

Равенство соблюдается только в том случае, когда коэффициент распределения масс $\varepsilon = \frac{\rho_y^2}{l_1 l_2} = 1$, но в этом случае масса связи $m_3 = 0$.

Потенциальная энергия системы:

$$\Pi = \frac{1}{2} 2Cp_1 (z_1 - \xi_1)^2 + \frac{1}{2} 2Cp_2 (z_2 - \xi_2)^2 + \frac{1}{2} 2Cш_1 \xi_1^2 + \frac{1}{2} 2Cш_2 \xi_2^2. \quad (7)$$

Диссипативная функция Рэлея:

$$\Phi = \frac{1}{2} 2K_1 (\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1)^2 + \frac{1}{2} 2K_2 (\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2)^2 + \frac{1}{2} 2Kш_1 \dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2} 2Kш_2 \dot{\xi}_2^2. \quad (8)$$

В соответствии с уравнением Лагранжа получим:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + m_3 \ddot{z}_2 + 2K_1 (\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2Cp_1 \xi_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + m_3 \ddot{z}_1 + 2K_2 (\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2Cp_2 \xi_2 &= 0; \\ m_{н1} \ddot{\xi}_1 - 2K_1 (\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + 2Kш_1 \dot{\xi}_1 - 2Cp_1 (z_1 - \xi_1) + 2Cш_1 \xi_1 &= 0; \\ m_{н2} \ddot{\xi}_2 - 2K_2 (\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + 2Kш_2 \dot{\xi}_2 - 2Cp_2 (z_2 - \xi_2) + 2Cш_2 \xi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

В первом и втором уравнениях системы (9) участвует масса связи m_3 взаимодействующая с массой m_1 и массой m_2 .

Считаем, что m_3 в первом и m_3 во втором уравнениях массы разные. Тогда условие распределения поддресоренной массы надо записать в таком виде:

$$m_1 + m_2 + 2m_3 = m.$$

В этом случае проверка показывает, что

$$(l_1 + l_2)^2 = L^2.$$

Выводы. Предлагаемая запись условия распределения поддресоренной массы соблюдается и при положительном и при отрицательном значениях массы связи и дает возможность убедиться в том, что полученной информацией можно пользоваться. В общем случае, когда начало обобщенных координат помещается в центре упругости не совпадающем с центром тяжести, при записи потенциальной энергии возникает погрешность в определении деформаций упругих элементов, если поворот поддресоренной массы рассматривается относительно центра тяжести.

Список литературы

1. Р.В. Ротенберг Подвеска автомобиля. М.: «Машиностроение», 1972, стр. 392
2. В.В. Гуськов Тракторы часть II. Теория Минск, «Высшая школа», 1977. – 384 с.
3. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

УДК 629.3.027.3

Артюшенко А.Д., к.т.н., Мамонтов А.Г., студент

ДО ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ПІДРЕСОРЮВАННЯ МАШИНИ

Запропоновано уточнений запис умови розподілу підресореної маси машини при розробці розрахункової схеми машини